

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of :
Sosuke KINOUCHI et al. :
Serial No. NEW : **Attn: APPLICATION BRANCH**
Filed August 22, 2003 : Attorney Docket No. 2003_1131A

POWER TRANSMISSION MECHANISM OF
FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE

CLAIM OF PRIORITY UNDER 35 USC 119

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

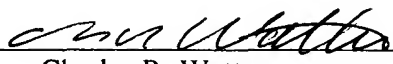
Sir:

Applicants in the above-entitled application hereby claim the date of priority under the International Convention of Japanese Patent Application No. 2002-248844, filed August 28, 2002, as acknowledged in the Declaration of this application.

A certified copy of said Japanese Patent Application is submitted herewith.

Respectfully submitted,

Sosuke KINOUCHI et al.

By 
Charles R. Watts
Registration No. 33,142
Attorney for Applicants

CRW/asd
Washington, D.C. 20006-1021
Telephone (202) 721-8200
Facsimile (202) 721-8250
August 22, 2003

537302
100
5189

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 8月28日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-248844

[ST.10/C]:

[JP 2002-248844]

出 願 人

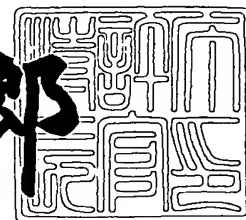
Applicant(s):

川崎重工業株式会社

2003年 5月27日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3039858

【書類名】 特許願

【整理番号】 185112

【提出日】 平成14年 8月28日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60K 17/06
B60K 17/16

【発明者】

【住所又は居所】 兵庫県明石市川崎町 1 - 1 川崎重工業株式会社明石工場内

【氏名】 木野内 聡介

【発明者】

【住所又は居所】 兵庫県明石市川崎町 1 - 1 川崎重工業株式会社明石工場内

【氏名】 ▲高▼木 泉

【特許出願人】

【識別番号】 000000974

【住所又は居所】 兵庫県神戸市中央区東川崎町 3 丁目 1 番 1 号

【氏名又は名称】 川崎重工業株式会社

【代理人】

【識別番号】 100062144

【弁理士】

【氏名又は名称】 青山 葆

【選任した代理人】

【識別番号】 100086405

【弁理士】

【氏名又は名称】 河宮 治

【選任した代理人】

【識別番号】 100065259

【弁理士】

【氏名又は名称】 大森 忠孝

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 013262

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 四輪駆動車の動力伝達機構

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 四輪独立懸架式の前輪と後輪の間に、原動機及び変速機を有するパワーユニットを配置し、変速機の動力取出軸を車幅中央線と略平行に配置し、動力取出軸の前端部を、前輪用プロペラ軸を介して前輪用差動機の入力軸に連動連結し、動力取出軸の後端部を、後輪用プロペラ軸を介して後輪用最終減速機の入力軸に連動連結してある四輪駆動車の動力伝達機構において、

前輪用差動機と後輪用最終減速機をそれぞれ車幅中央に配置し、

動力取出軸を車幅中央線から左右の一方に変位させ、

前輪用差動機の入力軸及び前輪用プロペラ軸は、車幅中央線と略平行で、上記動力取出軸と略同一軸芯上に配置し、

後輪用最終減速機の入力軸は、前端部が車幅中央側から上記動力取出軸側に傾いた姿勢に配置し、

後輪用プロペラ軸は、後輪用最終減速機の傾斜姿勢の上記入力軸と略同軸芯上に配置してあることを特徴とする四輪駆動車の動力伝達機構。

【請求項 2】 動力取出軸と後輪用最終減速機との距離が、動力取出軸と前輪用差動機との距離よりも長くなるように、パワーユニットを前後車輪間の中央よりも前寄りに配置してあることを特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車の動力伝達機構。

【請求項 3】 後輪用最終減速機の傾斜姿勢の入力軸にブレーキ装置を設けてあることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の四輪駆動車の動力伝達機構。

【請求項 4】 上記ブレーキ装置は湿式多板形ブレーキ装置であることを特徴とする請求項 3 記載の四輪駆動車の動力伝達機構。

【請求項 5】 湿式多板形ブレーキ装置のケーシングは、後輪用最終減速機のケーシングと一体に形成されていることを特徴とする請求項 4 記載の四輪駆動車の動力伝達機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本願発明は、前輪と後輪の間に、原動機及び変速機を有するパワーユニットを配置し、変速機の動力取出軸の前端部を、前輪用プロペラ軸を介して前輪用差動機の入力軸に連動連結し、動力取出軸の後端部を、後輪用プロペラ軸を介して後輪用最終減速機の入力軸に連動連結してある四輪駆動車の動力伝達機構に関し、特に、四輪独立懸架式の四輪駆動車に適した動力伝達機構に関する。

【0002】

【従来の技術】

この種四輪駆動車の動力伝達機構として、特開昭2001-301477号公報に記載されたものがあり、図6に示すように、左右一対の前輪101と左右一対の後輪102は、それぞれ上下揺動可能な懸架アーム103及びショックアブソーバ（図示せず）により独立懸架されており、前輪101と後輪102の間には、原動機及びトルクコンバータ等の変速機からなるパワーユニットPが搭載されている。

【0003】

前輪用差動機106と後輪用最終減速機107は車幅中央に配置され、パワーユニットPの出力部に連結された動力取出軸110は、車幅中央から左方に変位すると共に車幅中央線Cと略平行に配置されている。動力取出軸110の前端部は、車幅中央線Cと略平行に配置された前輪用プロペラ軸112を介して前輪用差動機106の入力軸114に連結し、動力取出軸110の後端部は、車幅中央線Cに対して傾斜した後輪用プロペラ軸115を介して後輪用最終減速機107の入力軸118に連結している。

【0004】

パワーユニットPは前後車輪101，102間の中央よりも後寄りに配置されており、それにより、動力取出軸110の後端部と後輪用最終減速機107との距離は、動力取出軸110の前端部と前輪用差動機106との距離よりも短くなっている。

【0005】

後輪用最終減速機107の入力軸118は、車幅中央線Cと平行に配置されて

おり、後輪用プロペラ軸 1 1 5 は、前後端部がそれぞれユニバーサル継手（カルダン継手） 1 2 0, 1 2 1 を介して、動力取出軸 1 1 0 の後端部と上記入力軸 1 1 8 に一定の折曲げ角度を有して連結している。

【 0 0 0 6 】

後輪用プロペラ軸 1 1 5 の前後のユニバーサル継手 1 2 0, 1 2 1 は、個々には不等速継手であるが、左右対称に配置されていることにより、1 回転中に相互に速度変化が打ち消され、動力取出軸 1 1 0 と入力軸 1 1 8 との間では概ね等速に伝達されるようになっている。

【 0 0 0 7 】

四輪独立懸架式の四輪駆動車において、上記のように前輪用差動機 1 0 6 と後輪用最終減速機 1 0 7 とを車幅中央に配置していることにより、各懸架アーム（A 形アーム） 1 0 3 を、左右等長で、しかも長くすることが可能となり、これにより車幅の大型化を防ぎ、トレッド変化を抑えながらサスペンションストロークを長く確保し、乗り心地を良くすることができる。

【 0 0 0 8 】

【発明が解決しようとする課題】

ところが図 6 に示す動力伝達機構は、動力取出軸 1 1 0 から後輪用最終減速機 1 0 7 の入力軸 1 1 8 に至る間に、一定の折曲げ角度を有する 2 つのユニバーサル継手 1 2 0, 1 2 1 が存在し、これにより該継手 1 2 0, 1 2 1 の交差角度が大きくなることに加えて、2 回の速度変化の過程を経て等速に戻すようにしているため、後輪 1 0 2 への動力損失が大きくなるのは免れず、また、前後のユニバーサル継手 1 2 0, 1 2 1 部分における寿命向上対策が必要となる。

【 0 0 0 9 】

また、パワーユニット P を、前後の車輪 1 0 1, 1 0 2 間の中央部よりも後方寄りに配置していると、傾斜姿勢の後輪用プロペラ軸 1 1 5 を配置するための前後間距離が短くなり、ユニバーサル継手（カルダン継手） 1 2 0, 1 2 1 の交差角度が大きくなる要因の 1 つとなり得る。

【 0 0 1 0 】

【発明の目的】

本願発明の目的は、車幅のコンパクト性及び乗り心地を維持すると同時に、継手構造の簡素化を図りながら後輪への動力損失を減らすことができる四輪駆動車の動力伝達機構を提供することである。

【 0 0 1 1 】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために本願請求項 1 記載の四輪駆動車の動力伝達機構は、四輪独立懸架式の前輪と後輪の間に、原動機及び変速機を有するパワーユニットを配置し、変速機の動力取出軸を車幅中央線と略平行に配置し、動力取出軸の前端部を、前輪用プロペラ軸を介して前輪用差動機の入力軸に連動連結し、動力取出軸の後端部を、後輪用プロペラ軸を介して後輪用最終減速機の入力軸に連動連結してある四輪駆動車の動力伝達機構において、前輪用差動機と後輪用最終減速機をそれぞれ車幅中央に配置し、動力取出軸を車幅中央線から左右の一方に変位させ、前輪用差動機の入力軸及び前輪用プロペラ軸は、車幅中央線と略平行で、上記動力取出軸と同一軸芯上に配置し、後輪用最終減速機の入力軸は、前端部が車幅中央側から上記動力取出軸側に傾いた姿勢に配置し、後輪用プロペラ軸は、後輪用最終減速機の傾斜姿勢の上記入力軸と略同軸芯上に配置してある。

【 0 0 1 2 】

これにより、前、後輪の各懸架アームを、左右等長に、かつ、長く設定でき、車幅のコンパクト性を維持しながら乗心地を向上させることができるのは勿論のこと、後輪用最終減速機の入力軸を傾斜配置して、傾斜姿勢の後輪用プロペラ軸と略同一軸芯上に揃えていることにより、継手構造の小型軽量化及び簡素化、後輪への動力損失の低下及び継手部分における摩耗の抑制が達成できる。また、後輪用プロペラ軸の組付性も向上する。

【 0 0 1 3 】

請求項 2 記載の発明は、請求項 1 記載の四輪駆動車の動力伝達機構において、動力取出軸と後輪用最終減速機との距離が、動力取出軸と前輪用差動機との距離よりも長くなるように、パワーユニットを前後車輪間の中央よりも前寄りに配置してあることを特徴としている。

【 0 0 1 4 】

これにより、傾斜配置する後輪用プロペラ軸の前後間距離を大きく確保でき、後輪用プロペラ軸の傾斜角度を小さくすることができ、これによっても動力損失を低下させることができると共に組付け性も向上する。

【 0 0 1 5 】

請求項 3 記載の発明は、請求項 1 又は 2 記載の四輪駆動車の動力伝達機構において、後輪用最終減速機の傾斜姿勢の入力軸にブレーキ装置を設けてあることを特徴としている。

【 0 0 1 6 】

これにより、後輪用最終減速機の前側の空きスペースをブレーキ配置用に有効に利用できる。特に、パワーユニットを前方寄りに配置して、パワーユニットと後輪用最終減速機との距離を大きく確保している構造では、ブレーキ配置スペースを十分に確保することができる。また、後輪用最終減速機の前側に配置していることにより、走行風を利用してブレーキ装置の冷却効果を向上させることもできる。

【 0 0 1 7 】

請求項 4 記載の発明は、請求項 3 記載の四輪駆動車の動力伝達機構において、上記ブレーキ装置は湿式多板形ブレーキ装置であることを特徴としている。

【 0 0 1 8 】

これにより、ブレーキ装置の径方向の寸法、特に上下方向の寸法をコンパクトに配置できると共に、ブレーキ装置と地面との間を広く確保し、最低地上高を高く維持できる。

【 0 0 1 9 】

請求項 5 記載の発明は、請求項 4 記載の四輪駆動車の動力伝達機構において、湿式多板形ブレーキ装置のケーシングは、後輪用最終減速機のケーシングと一体に形成されていることを特徴としている。

【 0 0 2 0 】

これにより、ブレーキ装置のケーシングを簡素化できると共に、最終減速機の潤滑油と湿式多板型ブレーキの潤滑油とを共用でき、潤滑油系のメンテナンスに手間がかからなくなる。

【 0 0 2 1 】

【発明の実施の形態】

図 1 ～ 図 5 は本願発明を適用した騎乗形不整地走行用四輪駆動車であり、以下、図面に基づいて本願発明の実施の形態を説明する。

【 0 0 2 2 】

[四輪駆動車の全体のレイアウト]

四輪駆動車全体の右側面図を示す図 2 において、前後に延びるフレーム F の前端部に配置された左右 1 対の前輪 1 は、上下 1 対の懸架アーム（下側 A 形アームのみ図示） 3 及びショックアブソーバ 5 よりなる懸架機構により、それぞれ独立に上下方向揺動可能に懸架されている。

【 0 0 2 3 】

フレーム F の後端部に配置された左右 1 対の後輪 2 も、上記前輪 1 と同様に、上下 1 対の懸架アーム（下側 A 形アームのみ図示） 7 及びショックアブソーバ 8 よりなる懸架機構により、それぞれ独立して上下方向揺動可能に懸架されている。

【 0 0 2 4 】

前輪 1 と後輪 2 の間には、原動機 1 0、V ベルト式自動変速機 1 1 及びギヤ式補助変速機 1 2 等からなるパワーユニット P が配置されており、該パワーユニット P は、前、後輪 1、2 間の中央よりも前方寄りに位置している。フレーム F の上部には、騎乗形のシート 1 4 及びバー式のハンドル装置 1 5 等が配置されている。

【 0 0 2 5 】

図 1 は、四輪駆動車の動力伝達機構の平面図であり、左右の前輪 1 間には、車幅中央に前輪用差動機 2 0 が配置され、該前輪用差動機 2 0 内の左右の出力軸部は、それぞれ等速継手 2 2 を介して左右の前輪駆動軸 2 3 の一端部に連結し、各前輪駆動軸 2 3 の他端部は、等速継手 2 4 を介して各前輪 1 の前車軸に連結している。左右の前輪駆動軸 2 3 は等長に形成されると共に、車幅中央線 C に対して略左右対称に配置されており、また、左右の前輪用懸架アーム 3 も左右等長に形成される共に、車幅中央線 C に対して略左右対称に配置されている。前輪用差動

機 2 0 の入力軸 2 5 は、車幅中央より右側に距離 d だけ変位した位置（水平軸芯 $O1$ 上）に、車幅中央線 C と平行に設けられている。

【 0 0 2 6 】

左右の後輪 2 間には、車幅中央に後輪用最終減速機 3 0 が配置され、該後輪用最終減速機 3 0 の左右の後輪用出力軸部 3 1 は、それぞれ等速継手 3 2 を介して左右の後車駆動軸 3 3 の一端に連結し、各後輪駆動軸 3 3 の他端部は、等速継手 3 4 を介して各後輪 2 の後車軸に連結している。左右の後輪駆動軸 3 3 は、等長に形成される共に、車幅中央線 C に対して左右対称に配置されており、また、左右の懸架アーム 7 も左右等長に形成される共に、車幅中央線 C に対して左右対称に配置されている。後輪用最終減速機 3 0 の入力軸 3 5 は、後端の小ベベルギヤ（ピニオンギヤ）3 7 が車幅中央に位置すると共に、前端部が右方に来るように傾斜している。

【 0 0 2 7 】

[V ベルト式自動変速機]

V ベルト式自動変速機 1 1 は、原動機 1 0 の右側に備え付けられており、原動機 1 0 の横向き crank 軸に連結された駆動調車 4 7 と、ギヤ式副変速機 1 2 の変速入力軸に連結された従動調車 4 8 と、両調車 4 7, 4 8 に巻き掛けた V ベルト 4 9 から構成されており、運転開始時のロー状態（最大減速比状態）から機関回転数の増加に伴って自動的にハイ側（高速側）に変速し、また、車輪側からの負荷の増加により、自動的に減速比を増大させることができるようになっている。

【 0 0 2 8 】

V ベルト式自動変速機 1 1 はベルトカバー 1 3 により覆われており、ベルトカバー 1 3 の前端部には冷却風流入孔 1 6 が形成され、後端部には冷却風排出孔 1 7 が形成され、駆動調車 4 7 の背面に設けられた吸込ファンにより外部の空気を冷却風流入孔 1 6 から吸い込み、V ベルト式自動変速機 1 1 を冷却し、後部の冷却風排出孔 1 7 から排出するように構成されている。

【 0 0 2 9 】

[パワーユニットから前輪用差動機及び後輪用最終減速機への動力伝達系]

パワーユニット P の下端部には、車幅中央線 C と平行で前後方向に延びる動力取出軸 3 9 が支持されており、該動力取出軸 3 9 は、車幅中央線 C から右方に変位すると共に、前記前輪用差動機 2 0 の入力軸 2 5 と同一軸芯 O1 上に配置され、大小のベベルギヤ 4 1, 4 2 からなる減速機構を介してギヤ式補助変速機 1 2 の変速出力軸 4 3 に連動連結している。

【 0 0 3 0 】

動力取出軸 3 9 の前端部は、パワーユニット P の前端（原動機 1 0 の前端）から前方に突出しており、前輪用差動機 2 0 の入力軸 2 5 と動力取出軸 3 9 の前端部とは、車幅中央線 C と平行で前記両軸 2 5, 3 9 と同軸芯 O1 上に配置された前輪用プロペラ軸 2 6 により連結されている。前輪用プロペラ軸 2 6 の前後端部と上記両軸 2 5, 3 9 との接続部は、3 つの軸 2 5, 2 6, 3 9 が同一軸芯 O1 上に揃えられていることから、ユニバーサル継手ではなく、構造が簡単な同軸スプライン継手 2 7, 2 8 により接続されている。

【 0 0 3 1 】

図 3 は、後輪動力伝達系の水平断面拡大図であり、動力取出軸 3 9 の後端部は、パワーユニット P の後端（補助変速機 1 2 の後端）から後方に突出しており、傾斜姿勢の後輪用プロペラ軸 3 6 により、傾斜姿勢の後輪用最終減速機 3 0 の入力軸 3 5 に連結している。動力取出軸 3 9 の後端部と後輪用最終減速機 3 0 との前後方向距離は、動力取出軸 3 9 の前端部と前輪用差動機 2 0（図 1）との前後方向距離よりも長く設定されている。特に該実施の形態では、動力取出軸 3 9 の後端部と後輪用最終減速機 3 0 の入力軸 3 5 との前後方向距離も、動力取出軸 3 9 の前端部と前輪用差動機 2 0（図 1）の入力軸 2 5 との前後方向距離よりも長く設定されている。

【 0 0 3 2 】

後輪用最終減速機 3 0 の入力軸 3 5 は、前述のように後端の小ベベルギヤ 3 7 が略車幅中央に位置し、前端部が車幅中央線 C に対して右方にくるように傾斜しており、車幅中央線 C に対する右方への傾斜角 $\theta 1$ は、たとえば 1 1 度に設定されている。言いかえと、上記入力軸 3 5 は、大ベベルギヤ 3 8 が固着された後輪用中空軸 6 1 の軸芯 O3 に対して $\theta 2 = 7 9$ 度の角度で傾斜している。

【 0 0 3 3 】

後輪用プロペラ軸 3 6 は、車幅中央線 C に対して上記入力軸 3 5 と同一角度 θ だけ右方に傾斜すると共に入力軸 3 5 と同一軸芯 O 2 上に配置されており、前半部の中間軸 4 5 と後半部の中空軸 4 6 から構成されている。

【 0 0 3 4 】

中間軸 4 5 の前端部は等速継手 4 0 を介して動力取出軸 3 9 の後端部に連結し、中間軸 4 5 の後端部は外周に球面スプライン 4 5 a を有し、該球面スプライン 4 5 a に、中空軸 4 6 の前端部に形成された内周スプラインがプロペラ軸芯方向移動可能にスプライン嵌合し、これにより後輪用プロペラ軸 3 6 全体として軸芯 O 2 方向に伸縮自在となると共に、球面スプライン 4 5 a において若干の折り曲げも吸収できるようになっている。

【 0 0 3 5 】

中空軸 4 6 の後端部は、入力軸 3 5 の外周スプラインにスプライン嵌合し、中間軸 4 5 と中空軸 4 6 との間には、両軸 4 5, 4 6 を常に離反する方向に付勢するコイルばね 4 4 が縮設されている。これにより後輪用プロペラ軸 3 6 に軸方向の遊びが生じるのを防止し、また、後輪用最終減速機 3 0 をフレーム F から外すことなく、後輪用プロペラ軸 3 6 を着脱できるようになっている。

【 0 0 3 6 】

[後輪用最終減速機及びブレーキ装置]

図 3 において、後輪用最終減速機 3 0 は、前記小ベベルギヤ (ピニオンギヤ) 3 7 と、該小ベベルギヤ 3 7 に噛み合う大ベベルギヤ (リングギヤ) 3 8 から構成されており、後輪用最終減速機 3 0 から前述のように右斜め前方に突出する入力軸 3 5 に、湿式多板型摩擦ブレーキ装置 5 0 が設けられている。後輪用最終減速機 3 0 のケーシングとブレーキ装置 5 0 のケーシングとは一体的に形成されており、上記両ベベルギヤ 3 7, 3 8 を囲むハウジング 5 1 及び右側面カバー 5 2 と、ハウジング 5 1 の前端部に着脱自在に取り付けられた前端ブレーキカバー 5 3 から構成されている。

【 0 0 3 7 】

入力軸 3 5 は、ブレーキ室 5 5 内に配置された前後の軸受 5 8 により前端ブレ

ーキカバー 5 3 及びハウジング 5 1 に回転自在に支持され、小ベベルギヤ 3 7 は減速機室 5 6 内に突出すると共にその後端は、ハウジング 5 1 に形成されたボス部 5 1 a に軸受 5 9 を介して支持されている。すなわち、小ベベルギヤ 3 7 は前後端部で両持ち支持されている。

【 0 0 3 8 】

大ベベルギヤ 3 8 は、小ベベルギヤ 3 7 に対して右側に配置されると共に、左右方向に延びる中空軸 6 1 の外周に固着（螺着）されている。大ベベルギヤ 3 8 及び中空軸 6 1 は、左右 1 対の軸受 6 2 を介してハウジング 5 1 及び右側面カバー 5 2 に回転可能に支持されている。中空軸 6 1 の内周スプラインには、左右 1 対の後輪用出力軸部 3 1 がスプライン嵌合し、両後輪用出力軸部 3 1 はそれぞれハウジング 5 1 及び右側面カバー 5 2 からそれぞれ左右に突出し、前述のように等速継手 3 2 を介して左右の後輪駆動軸 3 3 に連結している。

【 0 0 3 9 】

前述のように後輪用最終減速機 3 0 の入力軸 3 5 が車幅中央線 C に対して角度 $\theta 1$ （11 度）だけ右側に傾斜した状態で配置されているのに対応して、ブレーキ装置 5 0 の前後端壁は、車幅中央線 C と直角な面 M に対して入力軸 3 5 と同方向（右方向）に $\theta 1$ （11 度）だけ傾斜した姿勢に形成されている。

【 0 0 4 0 】

湿式多板形ブレーキ装置 5 0 は、入力軸 3 5 の外周スプラインに入力軸芯方向移動可能にスプライン嵌合した複数枚の摩擦プレート 6 4 と、各摩擦プレート 6 4 に対して軸芯方向に交互に配置されると共に前端ブレーキカバー 5 3 の内周溝部 6 5 に軸芯方向移動可能に係合した複数枚のセパレートプレート 6 6 と、最前端的セパレートプレート 6 6 と前端ブレーキカバー 5 3 の後面の間に配置された環状のプレッシャプレート 6 7 と、ブレーキ操作用カム機構の鋼球 6 8 等から構成されている。プレッシャプレート 6 7 は前端ブレーキカバー 5 3 に形成されたボス部に回動可能に支持されると共に前端面に周方向に等間隔を置いて複数の楔溝 6 9 が形成されており、各楔溝 6 9 は周方向に円弧形に延びると共に周方向の一方にゆくに従い溝深さが浅くなるように形成され、該楔溝 6 9 に、前端ブレーキカバー 5 3 の後面凹部 7 0 に埋め込まれた鋼球 6 8 を係合することによりブレー

キ操作用カム機構を構成している。

【0041】

プレッシャプレート67の外周面には操作用の突起67aが形成され、該突起67aにはブレーキ作動レバー71に係合し、該ブレーキ作動レバー71はレバー軸72に固着され、該レバー軸72は前端ブレーキカバー53及びハウジング51に回動自在に支持される共に、前端ブレーキカバー53から前方に突出し、図示しないワイヤ伝達機構等の操作力伝達機構を介してブレーキ操作ペダルあるいはブレーキ操作レバー等のブレーキ操作部に連動連結している。

【0042】

すなわち、ブレーキ操作部のブレーキ操作により、ワイヤ伝達機構を介してレバー軸72及びブレーキ作動レバー71を回動すると、突起67aを介してプレッシャプレート67が図3の状態から回動し、鋼球68と楔溝69とのカム作用によりプレッシャプレート67が後方に移動し、プレッシャプレート67とハウジング51の前端面との間で全両プレート64、66を挟圧し、入力軸35を制動するようになっている。

【0043】

[ブレーキの冷却及び潤滑装置]

湿式多板形ブレーキ装置50を冷却する装置として、基本的には最終減速機室56及びブレーキ室55に収納した潤滑油を循環させる方式を採用しており、これに加え、温度が上昇した潤滑油からの放熱を促進するために、走行風並びにVベルト式自動変速機11の排風を積極的に利用できる構成となっている。

【0044】

図4は後輪用最終減速機30及び湿式多板形ブレーキ装置50の縦断側面図（図3のIV-IV断面）を示しており、摩擦プレート64及びセパレートプレート66は大ベベルギヤ38の外径よりも小径に形成されている。前端ブレーキカバー53の下端部とハウジング51の前端部の下端部には、車幅方向に広がる凹部77、78が形成されており、これら両凹部77、78によりブレーキ室55の下端部に容量の大きな油溜79を形成している。該油溜79は下部油路76を介して最終減速機室56の下部に連通している。

【 0 0 4 5 】

一方、ハウジング 5 1 の後半部の形状は、大ベベルギヤ 3 8 の外周端を、僅かな隙間を隔てて取り囲むように円弧形に形成されており、これによりハウジング 3 1 の下端の地上高さを高く確保してある。また、ハウジング 5 1 の前半部の上端部には、最終減速機室 5 6 の上端部部とブレーキ室 5 5 内の上端内周溝部 6 5 とを連通する油路 8 0 が形成されている。

【 0 0 4 6 】

プレッシャプレート 6 7 の前面と前端ブレーキカバー 5 3 の後面の間には、上記内周溝部 6 5 に連通すると共に、セパレートプレート 6 6 より内周側の空間部に連通する油路 8 1 が形成され、各摩擦プレート 6 4 の内周側部分にはそれぞれ油孔 8 3 が形成されている。

【 0 0 4 7 】

図 5 は図 4 の V-V 断面図であり、各摩擦プレート 6 4 の油孔 8 3 は周方向に等間隔をおいて複数個形成されており、また、下端部の油溜 7 9 は車幅方向に広く形成され、大きな収納容積を確保している。

【 0 0 4 8 】

[V ベルト式自動変速機の排風利用によるブレーキ冷却装置]

図 2 において、ベルトカバー 1 3 の後端に形成された冷却風排出孔 1 7 には、排風ガイド 8 5 が接続されており、該排風ガイド 8 5 は後方に延びると共に一旦上方に立ち上がり、続いてフレーム F 内に入ると共に下降し、図 3 のように湿式多板形ブレーキ装置 5 0 の前端ブレーキカバー 5 3 の近傍まで至っている。

【 0 0 4 9 】

図 3 において、排風ガイド（パイプ） 8 5 の後端部は、前端ブレーキカバー 5 3 に向いて右前方から斜めに開口すると共に、排風速度を上げるためにチョーク部（絞り部） 8 6 が形成されており、さらにチョーク部 8 6 の外周には、テーパ一筒形の混合管 8 7 を径方向に隙間を置いて設けることにより空気エゼクターを構成しており、これにより周辺の空気を取り入れ、風量の増加と温度低下を図っている。

【 0 0 5 0 】

【作用】

[走行用動力の伝達]

図 1 において、原動機 1 0 のクランク軸から出力される動力は、V ベルト式自動変速機 1 1 を介してギア式補助変速機 1 2 に伝達され、変速出力軸 4 3 からベベルギヤ 4 1, 4 2 を介して動力取出軸 3 9 に伝達される。

【0 0 5 1】

動力取出軸 3 9 の前端部からは継手 2 8 を介して前輪用プロペラ軸 2 6 に伝達され、動力取出軸 3 9 の後端部からは等速継手 4 0 を介して後輪用プロペラ軸 3 6 に伝達される。

【0 0 5 2】

前輪用プロペラ軸 2 6 に伝達された動力は、前輪用差動機 2 0 内で減速されると共に差動機構を経過し、左右の等速継手 2 2、前輪駆動軸 2 3 及び等速継手 2 4 を介して左右の前輪（前車軸）1 に伝達される。

【0 0 5 3】

図 3 において、傾斜姿勢の後輪用プロペラ軸 3 6 に伝達された動力は、スプライン継手を介して後輪用最終減速機 3 0 の入力軸 3 5 に伝達され、小ベベルギヤ 3 7 と大ベベルギヤ 3 8 の間で方向が変換されると同時に減速され、中空軸 6 1 から左右の出力軸部 3 1 に伝達され、等速継手 3 2 を介して左右の後輪駆動軸 3 3 に伝達される。

【0 0 5 4】

[ブレーキの冷却]

図 4 において、湿式多板形ブレーキ装置 5 0 の下方に形成されている油溜 7 9 の潤滑油は、大ベベルギヤ 3 8 の回転により矢印 R 方向に上方へ掻き揚げられ、上端部の油路 8 0 を通って前方の溝部 6 5 に入り、セパレートプレート 6 6 の外周側を冷却する。続いてプレッシャプレート 6 7 の前側の油路 8 1 を通り、プレッシャプレート 6 7 を冷却すると共にセパレートプレート 6 6 の内周側に入り、摩擦プレート 6 4 の油孔 8 3 を通過しながら摩擦プレート 6 4 を冷却し、油溜 7 9 に戻る。

【0 0 5 5】

このように潤滑油は、最終減速機室 5 6 内及びブレーキ室 5 5 内の全体を循環するので、最終減速機 3 0 及びブレーキ装置 5 0 全体として広い放熱面積を確保でき、ブレーキ装置 5 0 の冷却効果が向上する。また、油溜 7 9 が後輪用最終減速機 3 0 の前側に配置されたブレーキ室 5 5 に形成されているため、ブレーキ室 5 5 内の潤滑油及び油溜 7 9 の潤滑油が、前方からの走行風により効果的に冷却される。

【 0 0 5 6 】

さらに、図 3 において、ベルトカバー 1 3 から排風ガイド 8 5 を通って送られる排風は、チョーク部 8 6 において速度を増すと共に混合管 8 7 を通して外部の空気を吸い込み、速度及び風量を増加した状態で前端ブレーキカバー 5 3 に当てられ、これにより放熱作用を促進する。

【 0 0 5 7 】

また、前端ブレーキカバー 5 3 は、車幅中央線 C と直角な面 M に対して傾斜していることにより、前方からの走行風は、前端ブレーキカバー 5 3 の前面を左から右へ滑らかに流れ、これによっても冷却効果が増大される。

【 0 0 5 8 】

なお、排風ガイド 8 5 は、図 2 のようにベルトカバー 1 3 の冷却風排出孔 1 7 から後端チョーク部 8 6 の間に立ち上がり部を形成していることにより、チョーク部 8 6 からベルトカバー 1 3 内へ水が侵入するのを防ぐことができる。

【 0 0 5 9 】

【その他の発明の実施の形態】

(1) 本願発明が適用される車輛は不整地走行用の四輪駆動車に限定されるものではなく、その他の四輪駆動車にも適用することもできる。

【 0 0 6 0 】

(2) 動力取出軸を前後に 2 分割して、二駆四駆切換え機構を備えた四輪駆動車に適用することも可能である。

【 0 0 6 1 】

【発明の効果】

以上説明したように本願発明によると、

(1) 四輪独立懸架式の前輪と後輪の間に、原動機及び変速機を有するパワーユニットを配置した四輪駆動車の動力伝達機構において、前輪用差動機と後輪用最終減速機をそれぞれ車幅中央に配置してあることにより、前後車輪の各懸架アームを、左右等長に、かつ、長く設定でき、車幅のコンパクト性を維持しながらも乗心地を向上させることができるのは勿論のこと、動力取出軸を車幅中央線から左右の一方に変位させ、前輪用差動機の入力軸及び前輪用プロペラ軸は、車幅中央線と略平行で、上記動力取出軸と同一軸芯上に配置し、後輪用最終減速機の入力軸は、前端部が車幅中央側から上記動力取出軸側に傾いた姿勢に配置し、後輪用プロペラ軸は、後輪用最終減速機の傾斜姿勢の上記入力軸と同軸芯上に配置してあることにより、継手構造の小型軽量化及び簡素化、後輪への動力損失の低下及び継手部分における摩耗の抑制が達成できる。また、後輪用プロペラ軸の組付性も向上する。

【 0 0 6 2 】

(2) 動力取出軸を、後輪用最終減速機との距離が前輪用最終減速機との距離よりも長くなるように、前後車輪間の中央よりも前寄りに配置してあると、傾斜配置する後輪用プロペラ軸の前後方向距離を大きく確保でき、しかも、プロペラ軸の継手が一箇所なので、後輪用プロペラ軸の傾斜角度を小さくすることができ、これによっても動力損失を低下させることができると共に組付け性も向上する。

【 0 0 6 3 】

(3) 後輪用最終減速機の傾斜姿勢の入力軸にブレーキ装置を設けてあると、後輪用最終減速機の前側の空きスペースをブレーキ配置用に有効に利用できる。特に、パワーユニットを前方寄りに配置して、パワーユニットと後輪用最終減速機との距離を大きく確保している構造では、ブレーキ配置スペースを十分に確保することができる。また、後輪用最終減速機の前側に配置していることにより、走行風を利用して冷却効果を向上させることもできる。

【 0 0 6 4 】

(4) 上記ブレーキ装置として、湿式多板形ブレーキ装置を設けていると、ブレーキ装置の径方向の寸法、特に上下方向の寸法をコンパクトに配置できると共に、ブレーキ装置と地面との間を広く確保し、最低地上高を高く維持できる。

【 0 0 6 5 】

(5) 湿式多板形ブレーキ装置のケーシングを、後輪用最終減速機のケーシングと一体に形成していると、ブレーキ装置のケーシングを簡素化できると共に、最終減速機の潤滑油と湿式多板型ブレーキの潤滑油とを共用でき、潤滑油系のメンテナンスに手間がかからなくなる。また、後輪用最終減速機を中央配置しながらも、地面からの後輪用最終減速機の高さを高く維持できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本願発明を適用した四輪駆動車の動力伝達機構の平面図である。

【図 2】 図 1 の四輪駆動車の右側面図である。

【図 3】 後輪用最終減速機及び湿式多板ブレーキ装置の水平断面拡大図である。

【図 4】 図 3 の IV-IV 断面図である。

【図 5】 図 4 の V-V 断面図である。

【図 6】 従来の四輪独立懸架式四輪駆動車の動力伝達機構の平面図である。

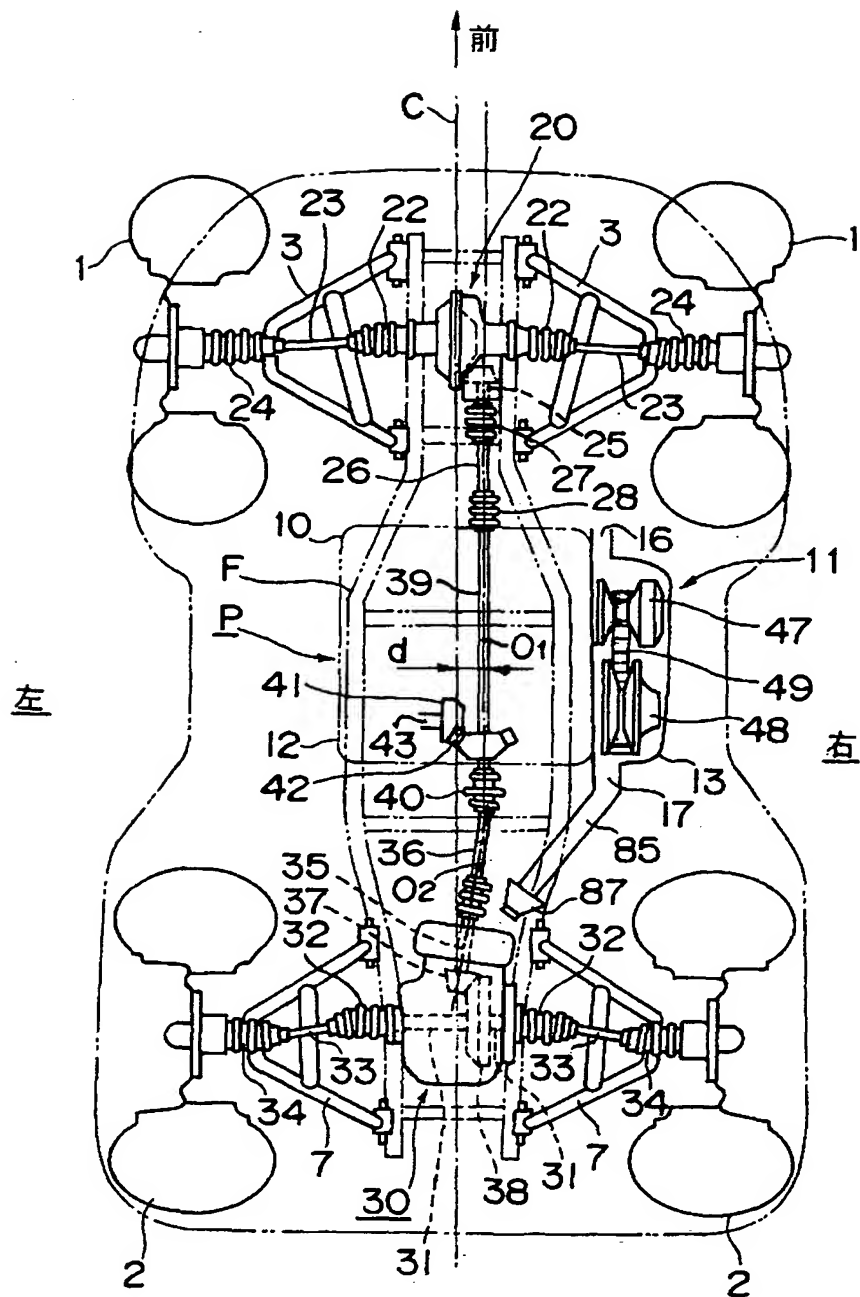
【符号の説明】

- 1 前輪
- 2 後輪
- 3 前輪用懸架アーム
- 5 前輪用ショックアブソーバ
- 7 後輪用懸架アーム
- 10 原動機
- 11 Vベルト式自動変速機
- 12 ギヤ式補助変速機
- 13 ベルトカバー
- 20 前輪用差動機
- 23 前輪駆動軸
- 25 前輪用差動機の入力軸
- 26 前輪用プロペラ軸

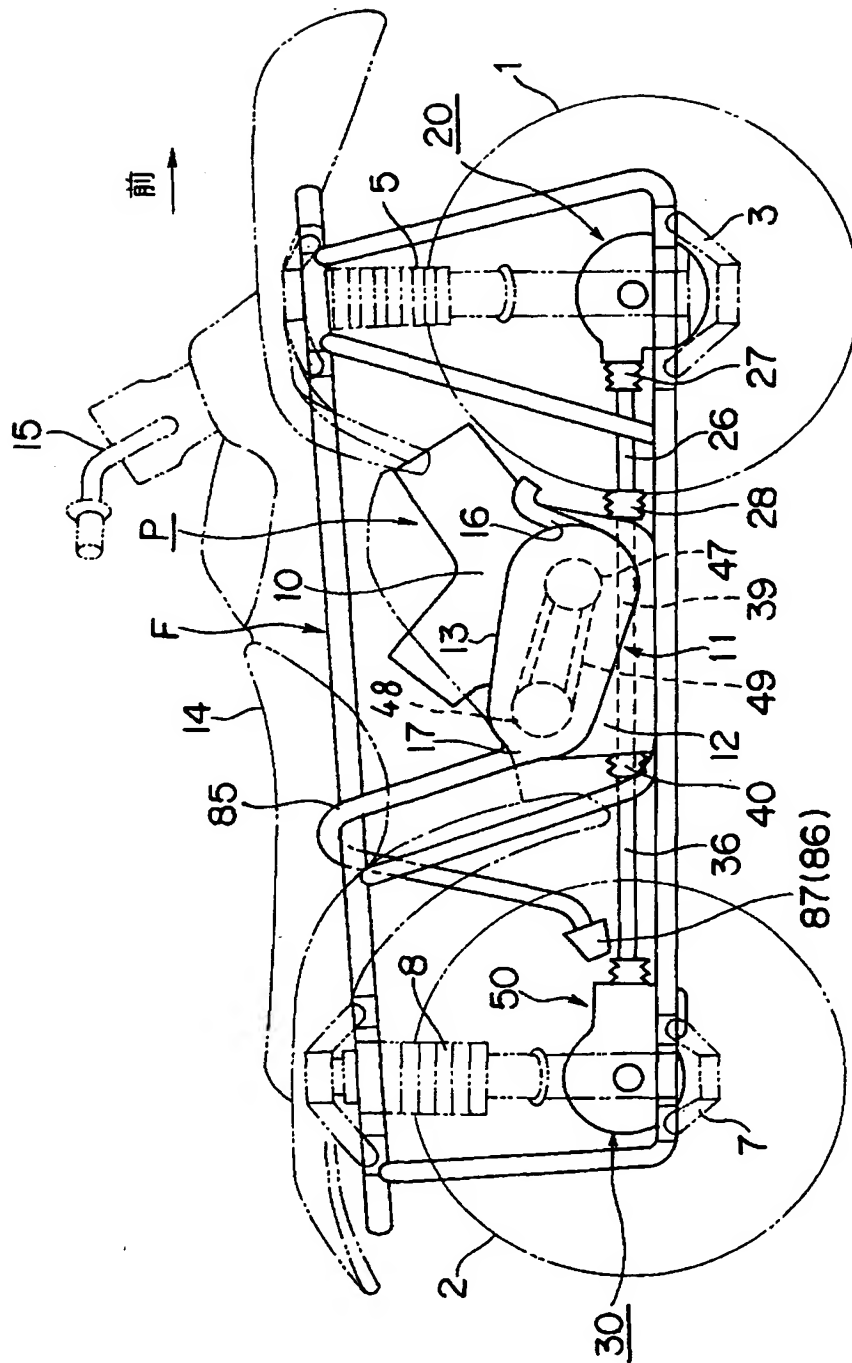
- 3 0 後輪用最終減速機
- 3 1 後輪出力軸部
- 3 3 後輪駆動軸
- 3 5 後輪用最終減速機の入力軸
- 3 6 後輪用プロペラ軸
- 3 7, 3 8 後輪用最終減速機のベベルギヤ
- 3 9 動力取出軸
- 5 0 湿式多板形ブレーキ装置
- P パワーユニット

【書類名】 図面

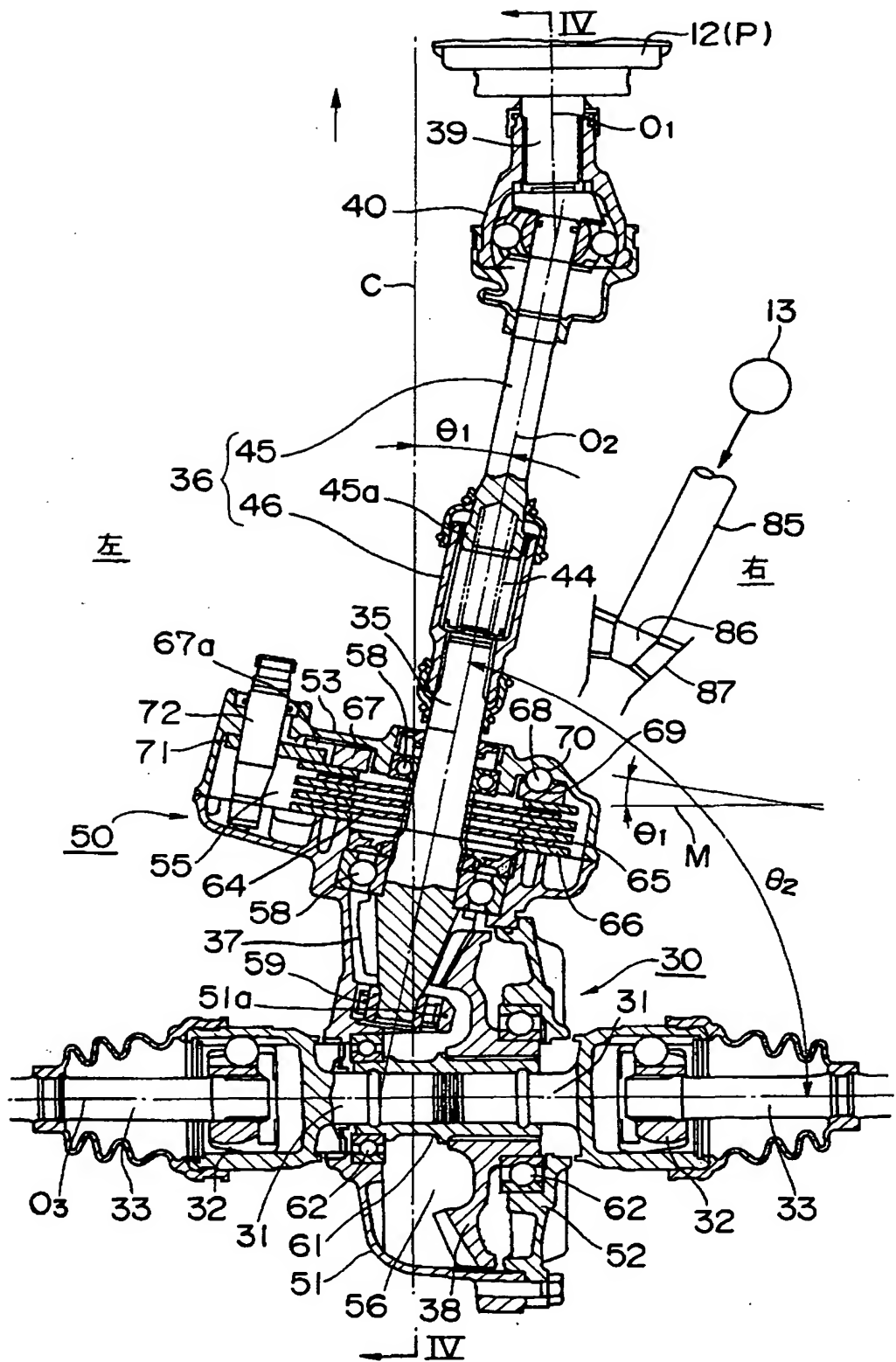
【図 1】



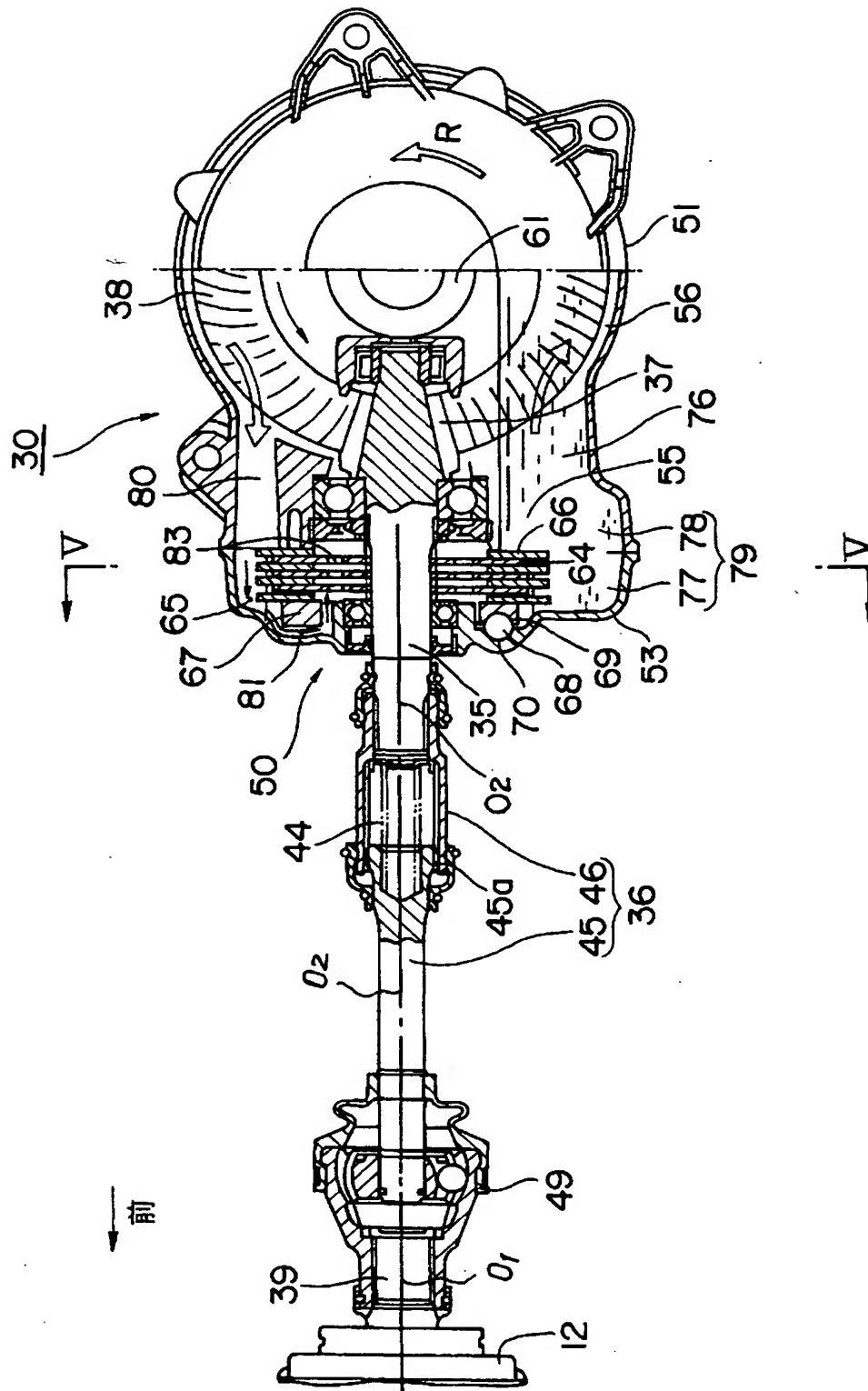
【図2】



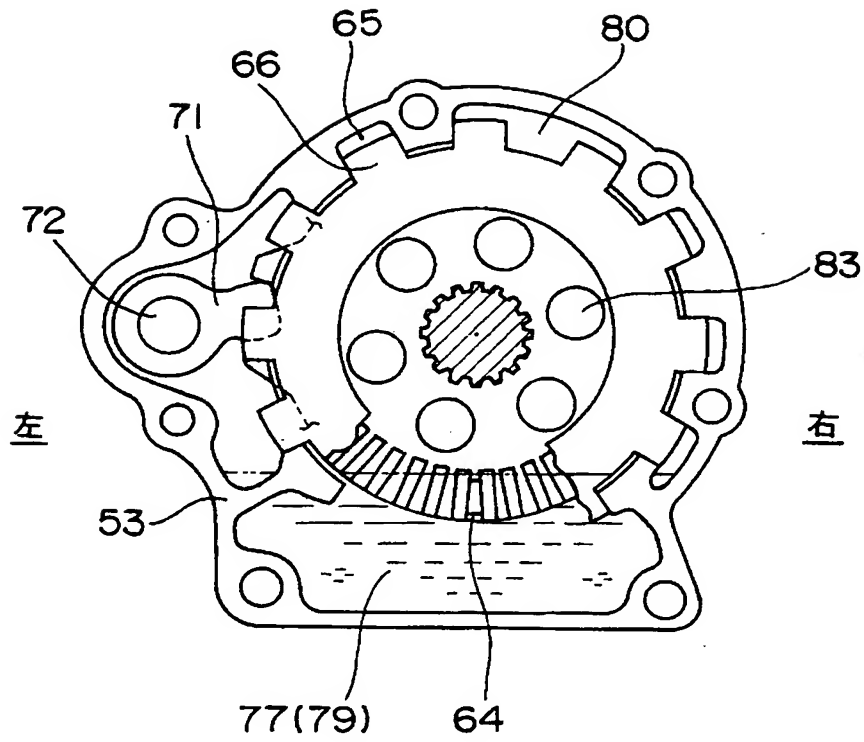
【図3】



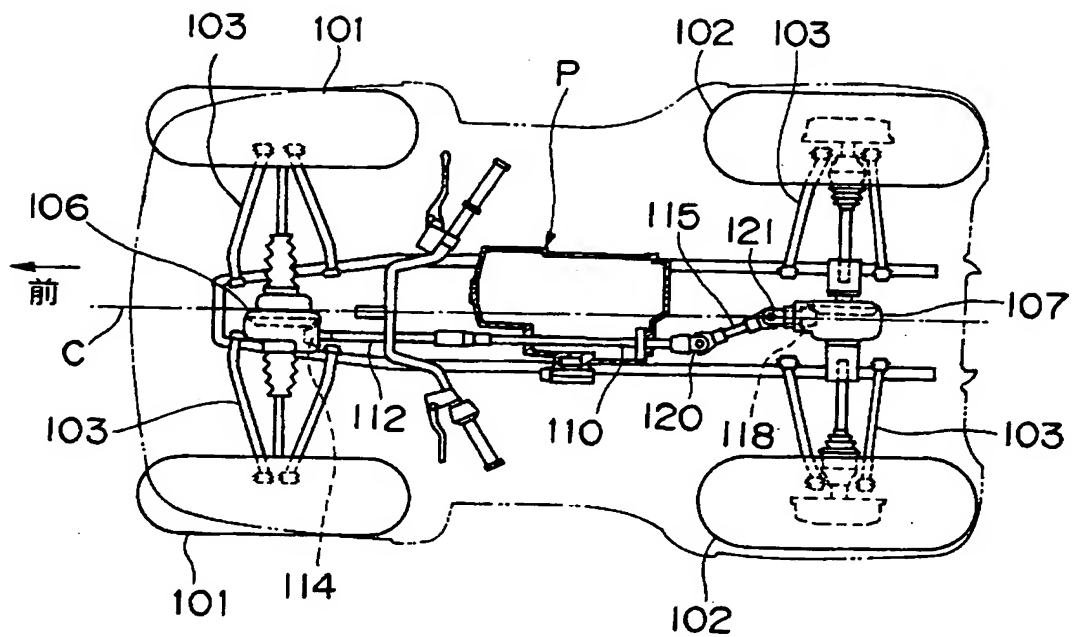
【図 4】



【図 5】



【図6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車幅のコンパクト性及び乗り心地を維持すると同時に、継手構造の簡素化を図りながら後輪への動力損失を減らすことができる四輪駆動車の動力伝達機構を提供することである。

【解決手段】 四輪独立懸架式の前輪 1 と後輪 2 の間にパワーユニット P を配置し、前輪用差動機 2 0 と後輪用最終減速機 3 0 を車幅中央に配置し、パワーユニット P の動力取出軸 3 9 を車幅中央線 C から左右の一方に変位させ、前輪用差動機 2 0 の入力軸 2 5 及び前輪用プロペラ軸 2 6 は、車幅中央線 C と平行で、上記動力取出軸 3 9 と同一軸芯 O 1 上に配置し、後輪用最終減速機 3 0 の入力軸 3 5 は、前端部が車幅中央側から上記動力取出軸側に傾いた姿勢に配置し、後輪用プロペラ軸 3 6 は、後輪用最終減速機 3 0 の傾斜姿勢の上記入力軸 3 5 と同軸芯上に配置してある。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000000974]

1. 変更年月日 1990年 8月22日

[変更理由] 新規登録

住 所 兵庫県神戸市中央区東川崎町3丁目1番1号
氏 名 川崎重工業株式会社